

УДК 621.822.5

В. И. НАЗИН

Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков

ВЛИЯНИЕ ТИПА РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НА СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СДВОЕННОГО РАДИАЛЬНОГО ГИДРОСТАТОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА

Приведена система уравнений, позволяющая рассчитывать основные характеристики радиального гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа. Выполнено обобщение расчетной модели на случай турбулентного течения рабочей жидкости. Применены наиболее распространенные экономичные численные методы и расчетные уравнения представлены в виде удобном для численной реализации. Разработан алгоритм расчета несущей способности, расхода рабочей жидкости и потерь мощности на трение и прокачку. Приведены результаты расчета по рассмотренному алгоритму. Проведен анализ полученных результатов и представлены выводы по результатам теоретических исследований.

Ключевые слова: система уравнений, гидростатодинамический подшипник, турбулентное течение, численные методы, алгоритм расчета, несущая способность, результаты расчета.

Введение

Подшипники скольжения жидкостного трения широко применяются в различных машинах в качестве опор их роторов. Замена подшипников качения на подшипники скольжения жидкостного трения связана с тенденцией роста скоростей вращения роторов современных быстроходных машин и увеличением виброперегрузок и амплитуд колебаний. Подшипники скольжения жидкостного трения обладают более высокими демпфирующими свойствами и обеспечивают более длительный ресурс работы машины в сравнении с подшипниками качения.

Разновидностью подшипников скольжения жидкостного трения являются гидростатодинамические подшипники, в которых несущая способность создается как за счет вращения, так и за счет большого давления рабочей жидкости. Одним из достоинств этих подшипников является то, что они могут работать на различных типах рабочей жидкости, в том числе и на рабочих телах машин. Это позволяет отказаться от дополнительной масляной системы и повысить надежность машины и ее пожаробезопасность.

Гарантированное жидкостное трение в гидростатодинамических подшипниках позволяет расширить ассортимент материалов, используемых для их изготовления.

Целью данной работы является теоретическое исследование статических характеристик радиального гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа при различных типах рабочей жидко-

сти.

Схема рассматриваемого гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа приведена в работе [1]. Этот подшипник состоит из наружной цилиндрической и двух внутренних цилиндрических частей, на которых расположены несущие камеры прямоугольной формы. Рабочая жидкость под большим давлением подается в несущие камеры через входные компенсирующие устройства жиклеры.

Теоретические зависимости

Основными статическими характеристиками гидростатодинамических подшипников являются несущая способность, расход рабочей жидкости и потери мощности на трение и прокачку. В основе определения этих характеристик лежит функция распределения давления в слое рабочей жидкости. Определение этой функции связано с совместным решением уравнений Рейнольдса и баланса расходов рабочей жидкости.

Из баланса расходов рабочей жидкости получаем систему уравнений для определения давлений в камерах, которую запишем в безразмерном виде.

$$\begin{aligned} (\bar{P}_{k,i})_{n+1} &= \bar{a}_{9,i} \sqrt{1 - (\bar{P}_{k,i})_n} + \bar{a}_{11,i} (\bar{P}_{k,i-1})_n + \\ &\quad + \bar{a}_{12,i} (\bar{P}_{k,i+1})_n + \bar{a}_{10,i}; \\ (\bar{P}_{k1,i})_{n+1} &= \bar{b}_{9,i} \sqrt{1 - (\bar{P}_{k1,i})_n} + \bar{b}_{11,i} (\bar{P}_{k1,i-1})_n + \\ &\quad + \bar{b}_{12,i} (\bar{P}_{k1,i+1})_n + \bar{b}_{10,i}. \end{aligned} \quad (1)$$

Безразмерные параметры в выражениях (1) связаны с разными следующими соотношениями:

$$\begin{aligned} \bar{P}_{k,i} &= \frac{P_{k,i}}{P_{вх}}; \quad \bar{a}_{9,i} = \frac{a_{9,i}}{\sqrt{P_{вх}}}; \\ \bar{a}_{11,i} &= a_{11,i}; \quad \bar{a}_{12,i} = a_{12,i}; \quad \bar{a}_{10,i} = \frac{a_{10,i}}{P_{вх}}; \\ \bar{P}_{k1,i} &= \frac{P_{k1,i}}{P_{вх}}; \quad \bar{b}_{9,i} = \frac{b_{9,i}}{\sqrt{P_{вх}}}; \\ \bar{b}_{11,i} &= b_{11,i}; \quad \bar{b}_{12,i} = b_{12,i}; \quad \bar{b}_{10,i} = \frac{b_{10,i}}{P_{вх}}. \end{aligned}$$

Коэффициенты $\bar{a}_{9,i}$, $\bar{a}_{11,i}$, $\bar{a}_{12,i}$, $\bar{a}_{10,i}$ и $\bar{b}_{9,i}$, $\bar{b}_{11,i}$, $\bar{b}_{12,i}$, $\bar{b}_{10,i}$ в процессе итерации остаются постоянными. Задавая начальными значениями давлений в камерах $(\bar{P}_{k,i})_1$ и $(\bar{P}_{k1,i})_1$, получаем новые значения давлений на $n+1$ шаге по уравнениям (1). Итерационный процесс продолжается до получения заданной точности.

Давления на межкамерных перемычках определяем из решения уравнений Рейнольдса. Применительно к гидростатодинамическому подшипнику сдвоенного типа уравнения Рейнольдса будут иметь вид:

а) для наружной части подшипника

$$\frac{\partial}{\partial x_1} \left(\frac{h_1^3 \partial P_1}{k_{x1} \partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial z_1} \left(\frac{h_1^3 \partial P_1}{k_{z1} \partial z_1} \right) = 6\mu \frac{\partial(U_1 h_1)}{\partial x_1}; \quad (2)$$

б) для внутренней части подшипника

$$\frac{\partial}{\partial x_2} \left(\frac{h_2^3 \partial P_2}{k_{x2} \partial x_2} \right) + \frac{\partial}{\partial z_2} \left(\frac{h_2^3 \partial P_2}{k_{z2} \partial z_2} \right) = 6\mu \frac{\partial(U_2 h_2)}{\partial x_2}. \quad (3)$$

В уравнения (2) и (3) входят следующие параметры:

P_1 , P_2 – давления на межкамерных перемычках в наружной и внутренней частях подшипника;

x_1 , z_1 и x_2 , z_2 – оси координат для наружной и внутренней частей подшипника;

h_1 , h_2 – зазоры в наружной и внутренней частях подшипника;

μ – динамическая вязкость рабочей жидкости;

U_1 , U_2 – окружные скорости вращения наружной и внутренней рабочих поверхностей диска;

k_{x1} , k_{z1} и k_{x2} , k_{z2} – коэффициенты турбулентности, определяемые с помощью метода В. Н. Константинеску [2, 3].

Выражения для коэффициентов турбулентности имеют вид:

$$k_{x1} = 1 + 0,044 \left(\sigma_{*1}^2 \cdot R_{e1} \right)^{0,725};$$

$$k_{z1} = 1 + 0,0247 \left(\sigma_{*1}^2 \cdot R_{e1} \right)^{0,65};$$

$$k_{x2} = 1 + 0,044 \left(\sigma_{*2}^2 \cdot R_{e2} \right)^{0,725};$$

$$k_{z2} = 1 + 0,0247 \left(\sigma_{*2}^2 \cdot R_{e2} \right)^{0,65},$$

где $\sigma_{*1} = 0,125 R_{e1}^{0,07}$ и $\sigma_{*2} = 0,125 R_{e2}^{0,07}$

$R_{e1} = \frac{U_1 h_1}{\nu}$ и $R_{e2} = \frac{U_2 h_2}{\nu}$ – числа Рейнольдса;
 ν – кинематическая вязкость рабочей жидкости.

Для численного решения уравнений Рейнольдса (2) и (3) применялся метод конечных разностей в сочетании с методом продольно-поперечной прогонки [4, 5].

Зная давления в камерах и на межкамерных перемычках, определяем несущую способность подшипника как сумму несущих способностей наружной и внутренней его рабочих поверхностей.

Суммарную грузоподъемность обеих частей подшипника в проекциях на линию центров диска и подшипника i_Σ и направление j_Σ , ей перпендикулярное, запишем в следующем виде:

$$\begin{aligned} i_\Sigma &= i_H + i_B; \\ j_\Sigma &= j_H + j_B, \end{aligned} \quad (4)$$

где i_H и j_H – общие грузоподъемности наружной рабочей поверхности подшипника в проекциях на линию центров диска и подшипника i_H и на направление j_H , ей перпендикулярное;

i_B и j_B – общие грузоподъемности внутренней рабочей поверхности подшипника в проекциях на линию центров диска и подшипника i_B и на направление j_B , ей перпендикулярное.

По известным значениям давлений в камерах запишем расход рабочей жидкости через подшипник

$$Q_\Sigma = Q_{\text{наруж}} + Q_{\text{внутр}}, \quad (5)$$

где $Q_{\text{наруж}} = 2\psi_{вх} \cdot \pi r_{ж1}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \sum_{i=1}^k \sqrt{P_{вх} - P_{k1,i}}}$ – расход рабочей жидкости через наружную рабочую поверхность подшипника;

k – число камер в подшипнике на половине его наружной рабочей поверхности;

$$Q_{\text{внутр}} = 2\psi_{вх} \cdot \pi r_{ж2}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \sum_{i=1}^m \sqrt{P_{вх} - P_{k1,i}}}$$

– расход рабочей жидкости через внутреннюю рабочую поверхность подшипника;

m – число камер на половине внутренней ра-

бочей поверхности подшипника.

Потери мощности на трение определялись двойным интегрированием касательных напряжений в слое рабочей жидкости по рабочей поверхности подшипника.

В гидростатодинамических подшипниках кроме потерь мощности на трение есть также потери мощности на прокачку рабочей жидкости. Запишем эти потери в следующем виде:

$$N_{\text{прок}} = P_{\text{вх}} \cdot Q_{\Sigma}. \quad (6)$$

Суммарные потери мощности на трение $N_{\text{тр}}$ и прокачку $N_{\text{прок}}$ будут равны их сумме

$$N_{\text{подш}} = N_{\text{тр}} + N_{\text{прок}}. \quad (7)$$

Результаты расчетов исследуемого объекта

Расчет несущей способности подшипника, расхода рабочей жидкости и потерь мощности на трение и прокачку проводился для трех типов рабочей жидкости: воды, топлива Т-1 и трансформаторного масла. Величины плотностей и вязкостей рассматриваемых рабочих жидкостей в расчетах принимались при температуре 20°C.

Задаваясь начальными значениями давлений в камерах и на межкамерных перемычках итерационным способом с предварительно заданной точностью, определялись их действительные значения. По найденным величинам давлений в камерах и на межкамерных перемычках определялись статические характеристики радиального гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа.

Расчитываемый подшипник имел следующие геометрические и рабочие параметры:

1. Наружный диаметр подшипника $D_1 = 0,091$ м.
2. Внутренний диаметр подшипника $D_2 = 0,083$ м.
3. Наружный и внутренний радиальные зазоры $\delta_{01} = \delta_{02} = 0,00009$ м.
4. Длина подшипника $L_{\Sigma} = 0,05$ м.
5. Длина камер $l_{k1} = l_{k2} = 0,015$ м.
6. Длина перемычек торцов камер $l_{п1} = l_{п2} = 0,005$ м.
7. Ширина камер $b_{k1} = b_{k2} = 0,005$ м.
8. Рабочие жидкости при температуре 20°C:
 - а) вода имеет следующие свойства:
 - плотность $\rho = 998$ кг/м³;
 - динамическая вязкость $\mu = 1004 \cdot 10^{-6}$ н·с/м²;
 - кинематическая вязкость $\nu = 1,006 \cdot 10^{-6}$ м²/с;

б) топливо Т-1 имеет следующие свойства:

- плотность $\rho = 812,8$ кг/м³;
- динамическая вязкость $\mu = 1495 \cdot 10^{-6}$ н·с/м²;
- кинематическая вязкость $\nu = 1,84 \cdot 10^{-6}$ м²/с;

в) трансформаторное масло имеет следующие свойства:

- плотность $\rho = 880$ кг/м³;
- динамическая вязкость $\mu = 198 \cdot 10^{-4}$ н·с/м²;
- кинематическая вязкость $\nu = 22,5 \cdot 10^{-6}$ м²/с;

Результаты расчетов приведены на рис. 1–6. На рис. 1 представлена зависимость грузоподъемности сдвоенного гидростатодинамического подшипника от типа рабочей жидкости при давлении питания $P_{\text{вх}} = 10 \cdot 10^6$ Н/м².

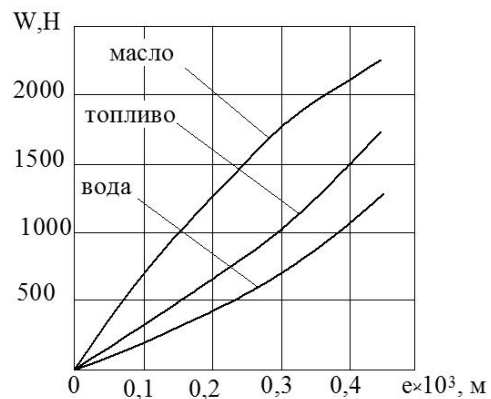


Рис. 1. Зависимость грузоподъемности гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа от эксцентриситета при давлении питания

$$P_{\text{вх}} = 10 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$$

Из рисунка видно, что на эксцентриситете $e = 0,000045$ м грузоподъемность подшипника, работающего на рабочей жидкости масло примерно в 1,8 раза больше, чем у подшипника, в котором в качестве рабочей жидкости используется вода.

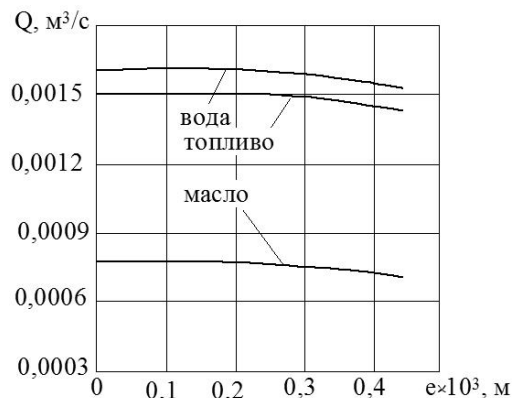


Рис. 2. Зависимость расхода рабочей жидкости в гидростатодинамическом подшипнике сдвоенного типа от эксцентриситета при давлении питания

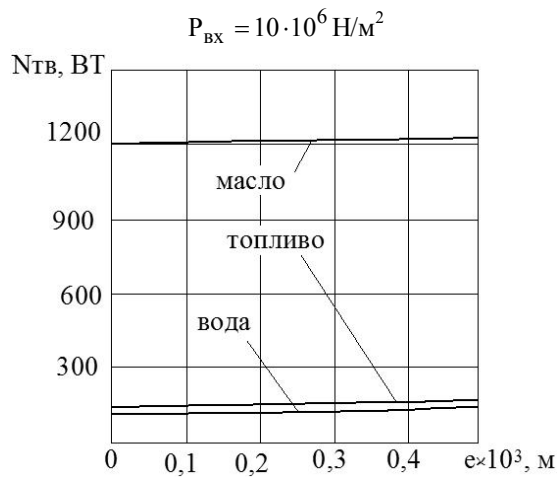


Рис. 3. Зависимость потерь мощности на трение в гидростатодинамическом подшипнике сдвоенного типа от эксцентриситета при давлении питания $P_{вх} = 10 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$

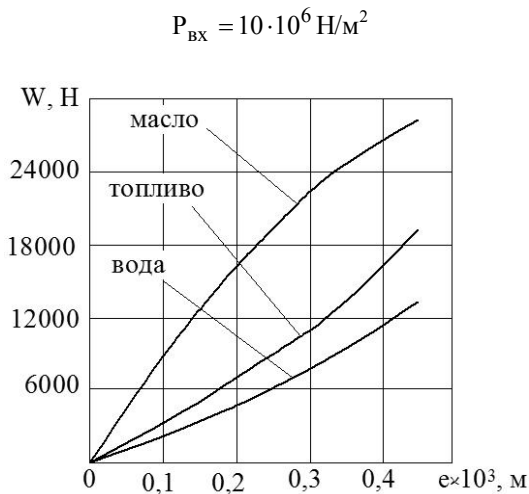


Рис. 4. Зависимость грузоподъемности гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа от эксцентриситета при давлении питания $P_{вх} = 12 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$

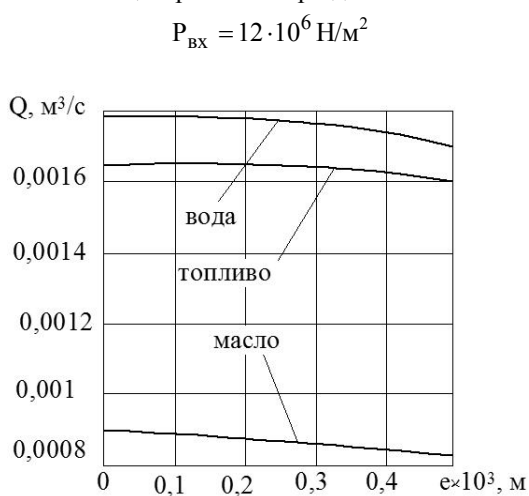


Рис. 5. Зависимость расхода рабочей жидкости в гидростатодинамическом подшипнике сдвоенного типа от эксцентриситета при давлении питания $P_{вх} = 12 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$

Это объясняется тем, что вязкость масла в несколько раз больше вязкости воды. С увеличением давления питания преимущество рабочей жидкости масло по грузоподъемности в сравнении с рабочей жидкостью вода возрастает. При давлении питания $P_{вх} = 12 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ на эксцентриситет $e = 0,000045 \text{ м}$ грузоподъемность подшипника, работающего на рабочей жидкости масло примерно в 2,19 раза больше, чем у подшипника, в котором в качестве рабочей жидкости используется вода (рис. 4).

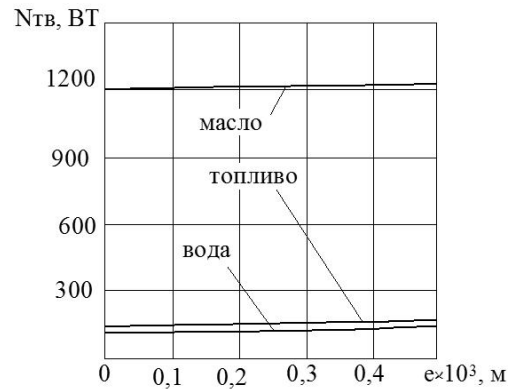


Рис. 6. Зависимость потерь мощности на трение в гидростатодинамическом подшипнике сдвоенного типа от эксцентриситета при давлении питания $P_{вх} = 12 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$

Расчеты также показали, что расход рабочей жидкости через подшипник возрастает с уменьшением ее вязкости. Так как вода имеет наименьшую вязкость из рассмотренных типов рабочей жидкости, то расход ее через подшипник будет наибольший (рис. 2, 5). Потери мощности на трение значительно выше у подшипника, работающего на масле, в сравнение с подшипником, работающем на воде или топливе (рис. 3, 6).

Заключение

Полученные результаты расчета показывают, что выбор типа рабочей жидкости оказывает существенное влияние на характеристики гидростатодинамического подшипника и ее назначение зависит от многих факторов.

Литература

1. Назин, В. И. Радиальный гидростатодинамический подшипник повышенной несущей способности [Текст] / В. И. Назин // Авиационно-космическая техника и технология: 2012. – № 8/95. – С. 94 – 100.
2. Constantinescu, V. N. On Turbulent Lubrication [Text] / V. N. Constantinescu // Proceedings of the

Institution of Mechanical Engineers. – 1959. – Vol. 173, № 38. – P. 881 – 899.

3. Константиnescу, В. Н. Анализ работы подшипников в турбулентном режиме [Текст] / В. Н. Константиnescу // Тр. америк. общ. инж.-мех. Техническая механика, сер. Д. – 1962. – Т. 29, № 1. – С. 168 – 180.

4. Крылов, В. И. Вычислительные методы [Текст] / В. И. Крылов, В. В. Бабков, П. Н. Монастырный. – М.: Наука, 1977. – Т. 2. – 400 с.

5. Шуп, Т. Решение инженерных задач на ЭВМ [Текст] / Т. Шуп. – М.: Мир, 1982. – 235 с.

Reference

1. Nazin, V. I. Radial'nyy gidrostatodinamicheskiy podshipnik povyshennoy nesushchey sposobnosti [Radial hydrostatic bearing of enhanceable bearing

strength]. *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia – Aerospace technic and technology*, 2012, no. 8/95, pp. 94 – 100.

2. Constantinescu, V. N. On turbulent lubrication. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1959, vol. 173, no. 38, pp. 881 – 899.

3. Constantinescu, V. N. Analiz raboty podshipnikov v turbulentnom rezhime [Analysis of the bearing in the turbulent mode]. *The works of the American Society of Mechanical Engineers. Technical mechanics, ser. D*, 1962, vol. 29, no. 1, pp. 168 – 180.

4. Krylov, V. I., Babkov, V. V., Monastyrny, P. N. *Vychislitel'nyye metody* [Computational methods]. Moscow, Nauka Publ., 1977, vol. 2. 400 p.

5. Shoop, T. *Resheniye inzhenernykh zadach na EVM* [The solution of engineering problems on computers]. Moscow, Mir Publ., 1982. 235 p.

Поступила в редакцию 21.04.2016, рассмотрена на редколлегии 12.05.2016

ВПЛИВ ТИПУ РОБОЧОЇ РІДИНИ НА СТАТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗДВОЄНОГО РАДІАЛЬНОГО ГІДРОСТАТОДИНАМІЧНОГО ПІДШИПНИКА

V. I. Nazin

Наведено систему рівнянь, що дозволяє розраховувати основні характеристики радіального гідростатодинамічного підшипника здвоєного типу. Виконано узагальнення розрахункової моделі на випадок турбулентної течії робочої рідини. Застосовано найбільш поширені економічні чисельні методи і розрахункові рівняння представлено у вигляді зручного для чисельної реалізації. Розроблено алгоритм розрахунку несучої здатності, витрати робочої рідини і втрат потужності на тертя і прокачування. Наведено результати розрахунку по розглянутому алгоритму. Проведено аналіз отриманих результатів і представлено висновки за результатами теоретичних досліджень.

Ключові слова: система рівнянь, гідростатодинамічний підшипник, турбулентна течія, чисельні методи, алгоритм розрахунку, несуча здатність, результати розрахунку.

EFFECT TYPE FLUID FOR STATIC CHARACTERISTICS OF DOUBLE RADIAL HYDROSTATODYNAMIC BEARINGS

V. I. Nazin

A system of equations that allows to calculate the main characteristics of the radial bearing hydrostatodynamic double type. The generalization to the case of the calculation model of the turbulent flow of the working fluid. Applied the most common economic numerical methods and computational equations are presented in the form of easy-to-realization. The algorithm for calculating the bearing capacity, calculate the load capacity of the working fluid flow and power losses due to friction and pumping. The calculation results for the considered algorithm. The analysis of the results and presents conclusions based on the results of theoretical research.

Keywords: system of equations hydrostatodynamic bearing, turbulent flow, numerical methods, computational algorithm, load-bearing capacity, the results of calculation.

Назін Володимир Іосифович – канд. техн. наук, доцент, доцент каф. теоретической механики, машиноведения и роботомеханических систем, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина, e-mail: dekanat@d2.khai.edu.

Nazin Vladimir Iosifovich – Candidate of Technical Science, Assistant Professor of Dept. of Theoretical Mechanics, Engineering and Robotic Systems, National Aerospace University named after N. Ye. Zhukovsky «KhAI», Kharkov, Ukraine, e-mail: dekanat@d2.khai.edu.